Opłata pocztowa ryczałtowa. Nakład 1.500 egz.

Nr. 1. Warszawa, dnia 25 stycznia 1935 r. Rok XIII.

TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie

Oficjalny Organ Polskiego Komitetu Normalizacyjnego dla Spraw Kotłowych

№ 1. Warszawa, 25 stycznia 1935 r. Rok XIII

TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

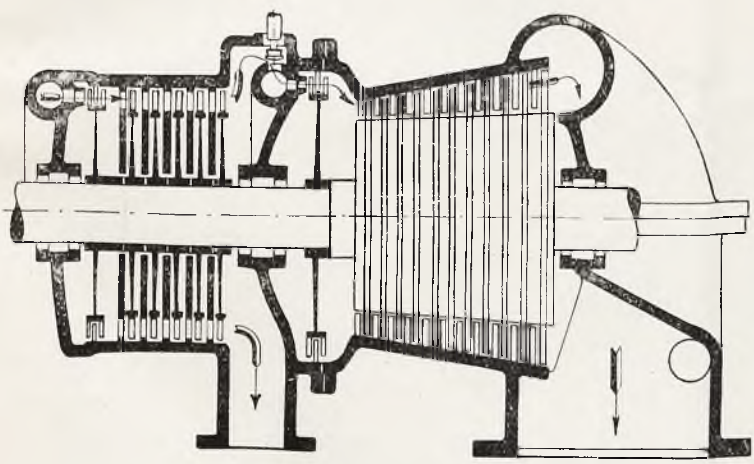
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI 32, m. 2. TEL. 8-25-04.

GODZINY BIUROWE: ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

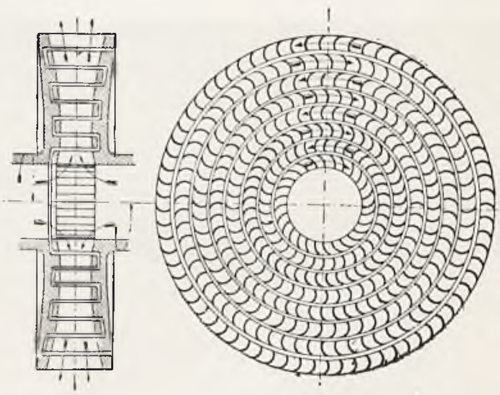
Prof. Dr. Inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI.

PROMIENIOWE TURBINY PAROWE.

Na rynku zbytu odgrywają dominującą rolę *osiowe turbiny parowe* (rys. 1), w których para przepływa przez wieńce łopatkowe równolegle do wału turbiny, na którym osadzone są wirniki zaopatrzone w łopatki. Budowa tych najbardziej rozpowszechnionych turbin została udoskonalona pod każdym względem i przystosowana do różnorodnych



Rys. 1



Rys. 2

wymagań pracy i ruchu. Z turbin parowych o promieniowym przepływie pary przez wieńce łopatkowe znalazła dotychczas jedynie większe rozpowszechnienie powstała w r. 1912 turbina braci *Ljungstroem*, a budowana do niedawna jedynie przez firmy: *Stal-Asea* we Szwecji, *Brush* w Anglji, *Sautter-Harlé* we Francji i *„M. A. N."* w Niemczech. Cechą charakterystyczną tej wielostopniowej turbiny reakcyjnej (rys. 2) jest to, że nie posiada ona żadnych kierowniczych wieńców łopatkowych, a tylko dwa na końcach wałów osadzone wirniki, wyposażone w szereg koncentrycznych wieńców łopatkowych. Para płynie w kierunku promienia od wewnątrz do zewnątrz, a rozprzężając się stopniowo w kanalikach łopatkowych, nadaje wirnikom ruch przeciwbieżny, skutkiem czego turbozespół musi posiadać dwie prądnice.

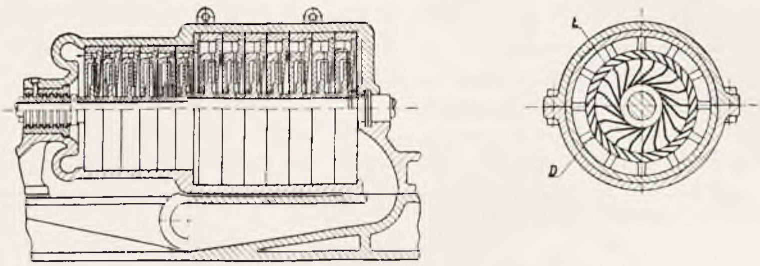
Turbina *Ljungstroema* wzbudzała największe zainteresowanie w latach 1929 i 1930. Głoszono wówczas opinję, że jest ona typem, posiadającym tak jako turbina kondensacyjna jak i przeciwprężna znacznie lepszą sprawność od wszystkich istniejących turbin osiowych, a koszty budowy jej są poważnie mniejsze. W wyniku tego szereg wytwórni turbin parowych, należących do najpoważniejszych firm w Europie, zawarło w r. 1930 Spółkę *„Ilunion"*, która nabyła prawo wykonywania turbin systemu Ljungstroema. Z firm tych, oprócz fabryki *M. A. N.,* która już dawniej budowała te turbiny, jedynie *Zakłady Siemens-Schuckerta* wybudowały nieznaczną liczbę turbin Ljungstroema, rzucając jednocześnie na rynek zbytu własny typ promieniowej, lecz nieprzeciwbieżnej turbiny parowej.

Przedstawienie w szeregu publikacyj ostatnio wymienionego rodzaju turbiny jako najnowszej zdobyczy technicznej, przewyższa-

jącej turbiny osiowe pod wielu względami, przedewszystkiem pod względem sprawności oraz możności stosowania bardzo wysokich ciśnień i temperatur, wywołało w ostatnim roku ożywioną dyskusję w czasopismach technicznych [1]).

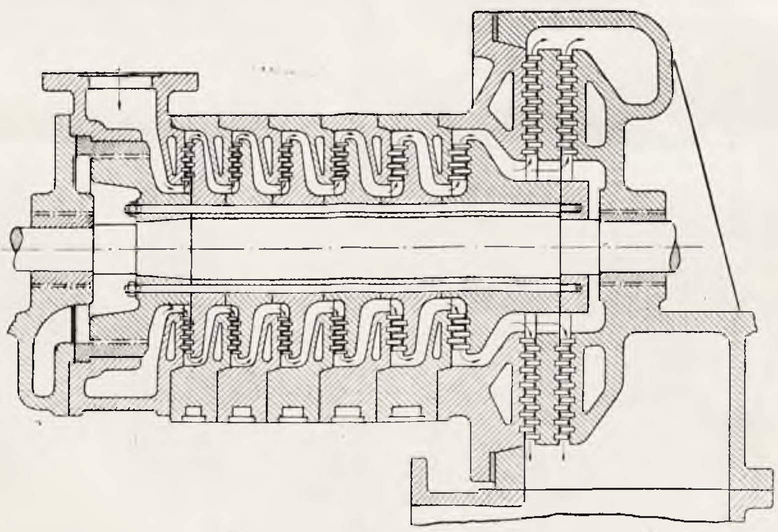
korzystać ze swych patentów, postanawia budować promieniowe turbiny parowe.

Jako pierwszy typ *Parsons* zbudował turbinę wydmuchową o mocy 32 kW (rys. 3), posiadającą 13 wirników jednostopniowych, osadzonych na wale w kierunku osiowym.



Rys. 3

Chcąc zdobyć gruntowny pogląd na znaczenie turbin promieniowych, trzeba rozważyć dotychczasowy rozwój ich budowy. Nie poruszając typów, które istniały tylko na papierze, w szczególności w literaturze patentowej, przekonamy się, że liczba zbudowanych typów turbin promieniowych, które pracowały w siłowniach, ogranicza się tylko do kilku. Para płynęła przez dysze *Ł* i kanaliki łopatkowe *D* wirników, jak wskazuje strzałka na rysunku, czyli łopatki wirnikowe były zasilane od zewnątrz, a strumień pary płynął promieniowo do wewnątrz. Turbina ta dała wynik ujemny, bo łopatki wyłamały się w krótkim czasie, gdyż znajdujące się w parze woda i nieczystości były siłą odśrodkową wyrzu-



Rys. 4

Ciekawy można zanotować fakt, że genjalny inżynier *Parsons*, który jako pierwszy w r. 1884 zbudował wielostopniową parową turbinę osiową, próbował także szczęścia jako konstruktor turbiny promieniowej. Dla wyzyskania swego wynalazku turbiny osiowej Parsons wstąpił w r. 1883 jako wspólnik do firmy Clark, Chapman & C-o, wnosząc jako udział swoje patenty. Z powodu nieporozumień ze wspólnikami Parsons występuje w r. 1889 ze wspomnianej firmy i zakłada własną fabrykę turbin parowych. Nie mogąc

cane nazewnątrz przeciwko kierunkowi prądu pary. Skutkiem tego Parsons budował następnie reakcyjne turbiny promieniowe o przepływie pary od wewnątrz do zewnątrz, umieszczając w każdym, na wale osiowo osadzonym wirniku kilka koncentrycznych wieńców łopatkowych (rys. 4). Typ ten był bardzo kosztowny i posiadał niską sprawność, a w ruchu sprawiał duże trudności przy wydłużaniu się osiowem z powodu koniecznych małych szczelin pomiędzy częściami wirującemi i nieruchomemi. Z tej przyczyny Parsons po odzyskaniu dzięki porozumieniu się ze swymi byłymi wspólnikami w r. 1894 praw do swoich patentów powrócił do budowy osiowych tur-

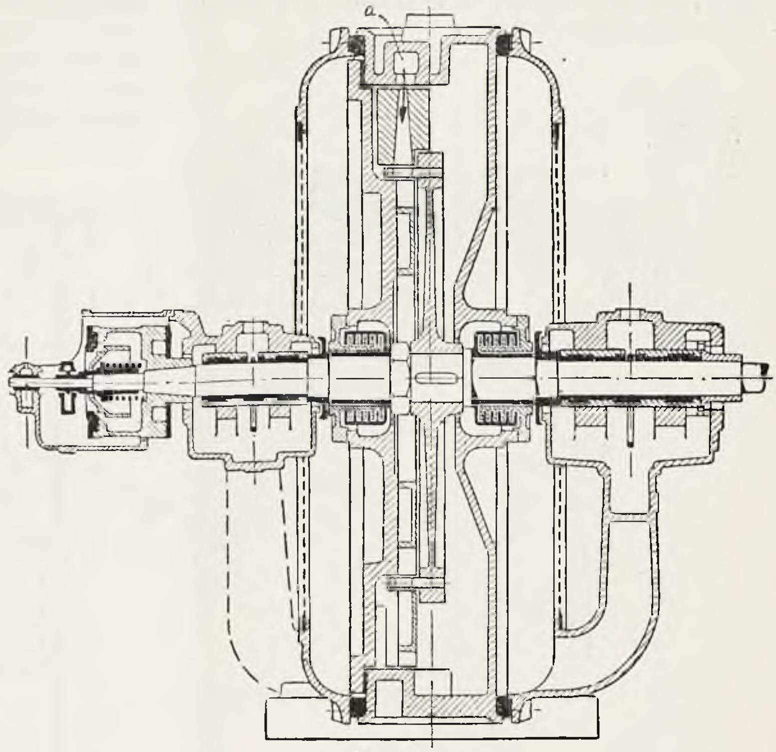
[1]) V. D. I. r. 1934, Nr 13 i 36, oraz „Die Waerme" r. 1934, Nr 21, 33, 38 i 39.

bin, t. j. o osiowym przepływie pary przez wieńce łopatkowe. Z obydwu konstrukcyj turbin promieniowych pomysłu Parsonsa wynika, że dążył on do osiągnięcia możliwie dużej $\Sigma \mu^2$, t.j. sumy prędkości obwodowych do kwadratu, aby otrzymać lepszą sprawność. Promieniowy przepływ pary przy większej liczbie osiowo osadzonych wirników był jednak budową turbiny zupełnie niewłaściwą.

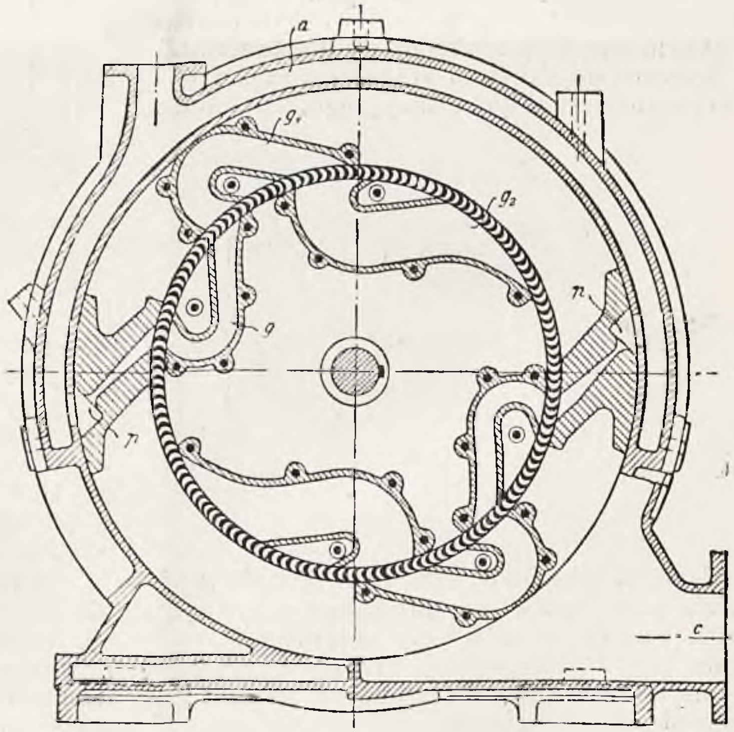
Z innych turbin promieniowych, powstałych na początku wieku bieżącego, należy przedewszystkiem wymienić turbinę *Elektra*, turbinę prof. *Zwonicka* i turbinę inż. *Eyermanna*.

Turbina *Elektra*, którą widzimy na rys. 5 i 6, jest turbiną akcyjną o jednym lub dwóch stopniach ciśnienia, z których każdy posiada kilka stopni prędkości. W turbinie o jednym stopniu ciśnienia para dolotowa, dopływająca do kanału *a*, rozpręża się w dyszach *p* do ciśnienia wylotowego, a kierownice g, g_1 i g_2 służą jedynie do powtórnego wprowadzenia strumienia pary do wirnikowego wieńca łopatkowego. Turbina ta nadaje się jedynie do zastąpienia turbiny *Curtis'a* o jednym lub dwóch stopniach ciśnienia, a zatem do opanowania niewielkiego spadku adjabatycznego cieplika (więc jako turbina przeciwprężna) i to w tych wypadkach, w których zależy na małych kosztach budowy, a mniej na dobrej sprawności silnika.

Turbina prof. *Zwonicka* z Pragi (rys. 7 i 8)[2]) jest natomiast wielostopniową turbiną promieniową. Para świeża, której ilość jest regulowana suwakiem tłokowym, dopływa do systemu dysz *A*, składającego się z blach, oddaje pracę najpierw w kole akcyjnem *B* o dwóch stopniach prędkości, płynąc od zewnątrz do wewnątrz. Następnie para oddaje pracę w niskoprężnej części reakcyjnej, którą przepływa również w kierunku promienia, lecz od wewnątrz do zewnątrz. Tarcza wirnikowa B_1, w której są umocowane łopatki, znajduje się na końcu wału, skutkiem czegoturbina posiada tylko jedną dławnicę. Łopatki kierownicze znajdują się w nieruchomej tarczy *D*, której grzbiet ogrzewa para, aby zapobiec odkształceniu się pokrywy.



Rys. 5

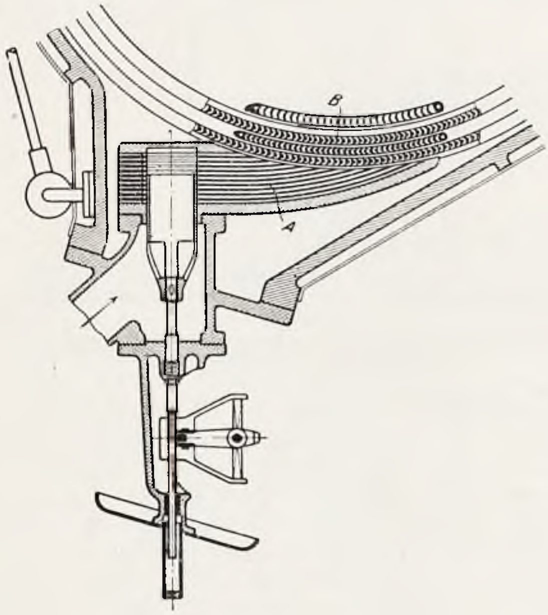


Rys. 6

W celu możliwie najlepszego wyważenia nacisku osiowego wirnik B_1 jest uszczelniony względem nieruchomej tarczy *C* na odpowiedniej średnicy. Łopatki wirnikowe są wstawione po obydwóch stronach w pierścienie nośne

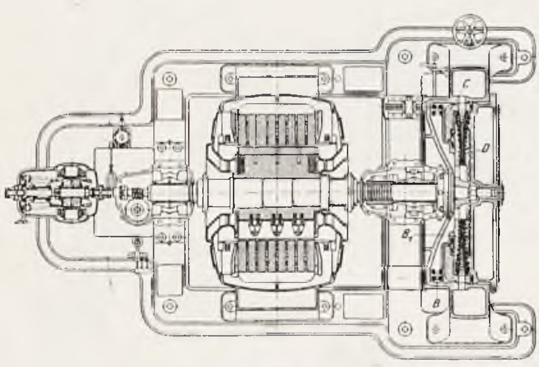
²) Rysunki ze „Stodola - Dampfturbinen".

o kształcie odcinków bębna, które podejmują jako wieńce całą siłę odśrodkową, skutkiem czego przeciwwagi łopatek po drugiej stronie wirnika są zbyteczne.



Rys. 7

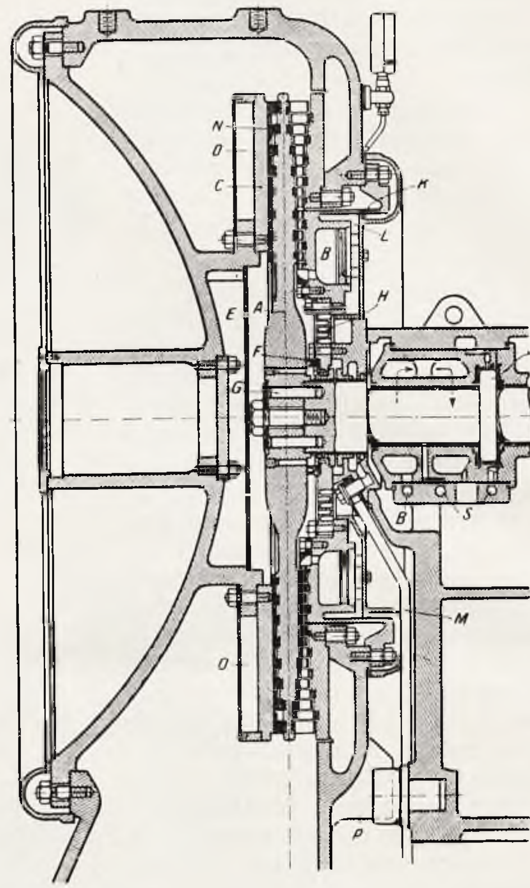
Turbina inż. *Eyermanna* różniła się od turbiny prof. Zwonička nie pod względem przebiegu pracy, a tylko pod względem konstrukcyjnym. W pierwszem wykonaniu turbina Eyermanna składała się jako z części wysokoprężnej ze stopnia akcyjnego, częściowo



Rys. 8

zasilanego, posiadającego trzy stopnie prędkości, który para przepływała od zewnątrz do wewnątrz, oraz z 9-cio stopniowej reakcyjnej części niskoprężnej. Przez ostatnią para płynie od wewnątrz do zewnątrz, poczem dostaje się do skraplacza.

Następnie, jak pokazuje rys. 9, inż. *Eyermann* budował turbiny promieniowe o całkowitem zasilaniu, w których para, dopływająca przy *B*, płynęła tylko od wewnątrz do zewnątrz przez wieńce łopatkowe. W tarczy wirnikowej *A*, umieszczonej na końcu wału, znajdują się po jednej stronie łopatki, a po drugiej pierścienie *N*, tworzące przeciwwagi dla wirujących łopatek i równocześnie uszczelnienie grzebieniaste względem nieruchomej tarczy *C*. Para z pierwszego stopnia ciśnienia płynie bowiem przy pierścieniu dławiącym *F* przez otworki w piaście na drugą stronę wirnika. Jeśli nacisk osiowy po stronie pracującej wirnika zmniejszy się, to wirnik przesu-

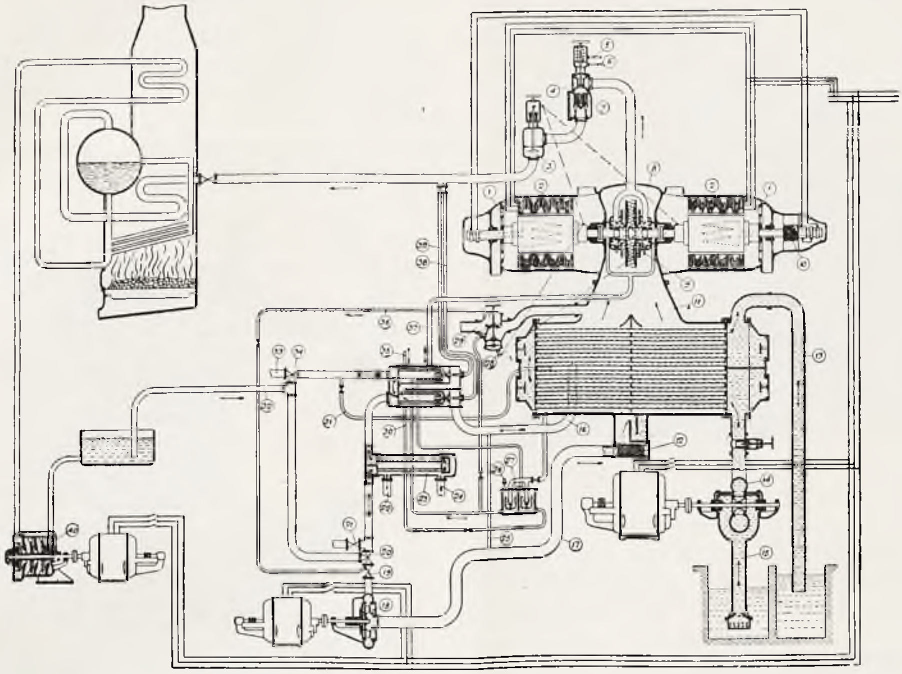


Rys. 9

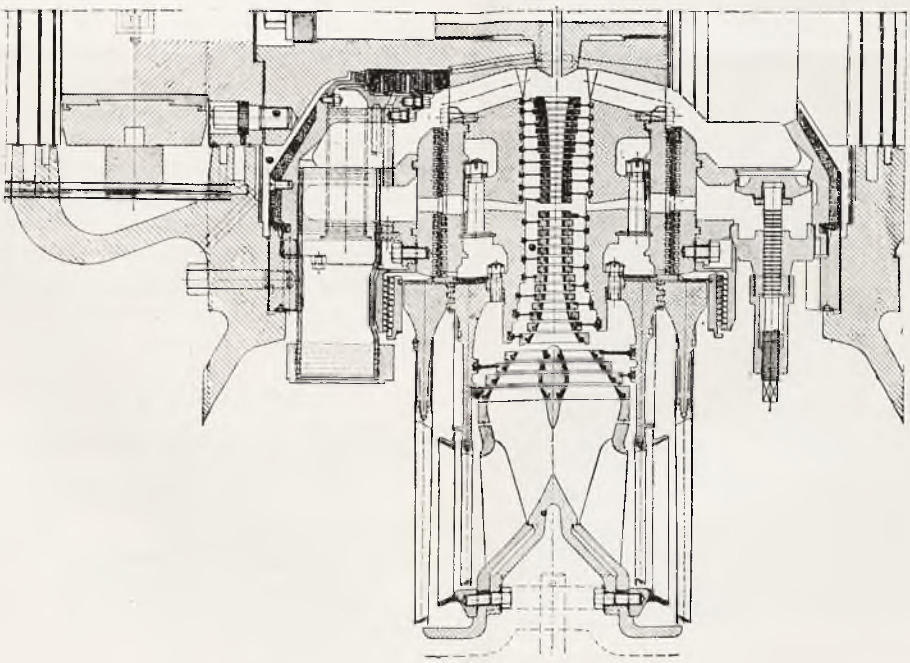
nie się trochę w prawo, zmniejszając przekrój przepływowy przy *F*, skutkiem czego ciśnienie pary po lewej stronie wirnika zmniejsza się, a wirnik ustawia się samoczynnie we właściwe położenie. W końcu nadmienić trzeba, że kadłub turbiny posiada takie kształty, w szczególności przy *H* i *K*, aby całość była dostatecznie sprężysta.

Turbiny inż. *Eyermanna* i prof. *Zwonicka* nie znalazły rozpowszechnienia i zaprzestano ich budowy po wykonaniu kilku jednostek. Przyczyną tego niepowodzenia były nie tyle trudności konstrukcyjne, powstające w typie promieniowym, a polegające na niemożności osiągnięcia dostatecznie długich łopatek w jednostkach mniejszych, na trudności znalezienia odpowiedniego uszczelnienia międzystopniowego oraz na trudności montażu i demontażu, ile niska sprawność tych turbin promieniowych. Ostatnia była wynikiem niemożności umieszczenia na jednej tarczy

wirnikowej, pomimo stosowania wąskich łopatek, dostatecznie dużej $\Sigma\mu^2$, t. j. sumy prędkości obwodowych do kwadratu. Skutkiem



Rys. 10

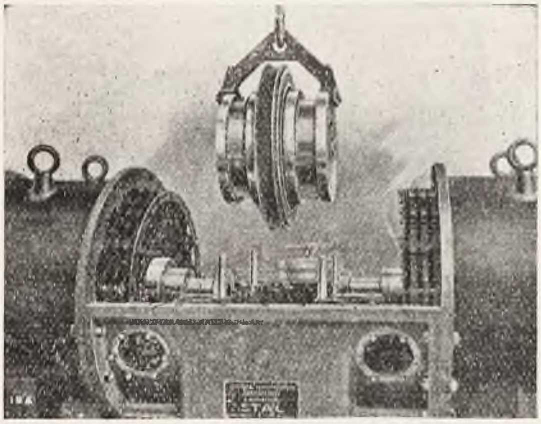


Rys. 11

tego t.zw. liczba Parsonsa $\frac{\Sigma\mu^2}{h_s}$ względnie liczba jakościowa $\mu = \frac{\sqrt{\Sigma\mu^2}}{91,5\sqrt{h_s}}$, (gdzie h_s = spadek adjabatyczny cieplika), mająca decydujący wpływ na sprawność turbiny, była zbyt mała zwłaszcza w turbinach kondensacyjnych.

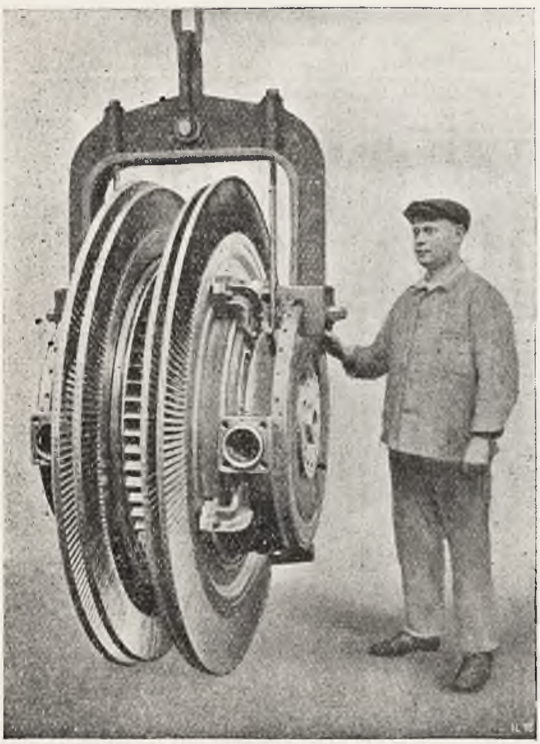
Tę największą trudność zaznaczoną rozwiązali w sposób genjalny bracia *Ljungstroem*, stosując w swej turbinie promieniowej o przepływie pary w kierunku pokazanym na rys. 2 ruch przeciwbieżny wirników. Uzyskali oni przez to podwójną wartość względnej prędkości obwodowej, czyli $\Sigma\mu^2$ cztery razy większą niż łopatek umieszczonych na jednej tarczy wirnikowej. Oprócz tego bracia Ljungstroem wykonali tę pomysłową turbinę jako dobrze przemyślaną i w najdrobniejszych szczegółach

starannie przekonstruowaną całość [3]), dzięki czemu uzyskali w praktyce zupełne powodzenie.



Rys. 12

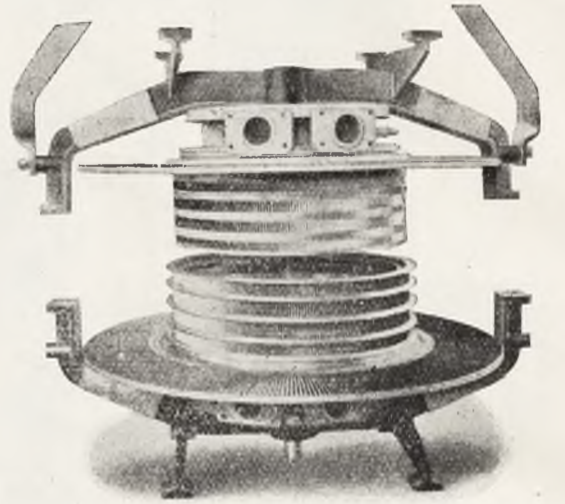
Turbina *Ljungstroema* zajmuje, jak to wynika z rys. 10, bardzo mało miejsca w kierunku osiowym, bo rura wylotowa turbiny



Rys. 13

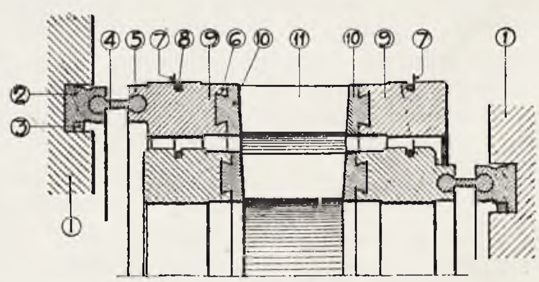
tworzy jej kadłub. Długość całego turbozespołu jest jednak dość znaczna, gdyż posiada on z konieczność dwie prądnice. Jednakową liczbę obrotów obydwóch wirników uzyskuje się przez sprzężenie elektryczne prądnic, co naogół jest możliwe tylko przy prądzie zmiennym. Całość turbozespołu kondensacyjnego spoczywa na skraplaczu, dzięki czemu montaż jest tani i zabiera mało czasu, a fundamenty nie są kosztowne.

Ponieważ wieńce łopatkowe jednego wirnika znajdują się pomiędzy wieńcami drugiego i skutkiem tego nie można skontrolować właściwego ich położenia, przeto trzeba było zapewnić ich prawidłowy montaż i demontaż zapomocą specjalnego urządzenia. Pomysłowość ostatniego zapewniła dopiero zdatność turbiny Ljungstroema do wymagań ruchu w siłowni.



Rys. 14

Przy demontażu zdejmuje się najpierw górną część kadłuba dzielonego w osi turbiny i pokrywy łożysk nośnych, oraz wyjmuje się śruby, przytwierdzające czopy, na których spoczywają wirniki (rys. 11 — budowa firmy *Stal-Asea*). Następnie łączy się zapomocą kątowników każdy wirnik z przynależną nieruchomą tarczą grzebieniastą oraz przyśrubowuje się do obrzeży tarcz nieruchomych kleszcze (rys. 12), zawieszone na dźwigu. Po rozsunięciu obydwóch wałów o długość centrowania czopów wirnikowych można całość, t. j. dwa wirniki z przynależnemi tarczami nieruchomemi wyjąć z kadłuba (rys. 13). Celem prawidłowego wysunięcia jednego wirnika z drugiego przyśrubowuje się teraz do obrzeża każdego wirnika kleszcze, przedstawione na rys. 14. Po zdjęciu kleszczy, służących do wyj-



Rys. 15

[3]) Szczegółowy opis por. Prof. Dr. Inż. W. Chrzanowski „Nowoczesne turbiny parowe" r. 1929.

mowania wirników z kadłuba, układamy całość w położenie uwidocznione na rys. 14 i wsuwamy w przewiercone czopy wirnikowe wałek prowadniczy. Wzdłuż ostatniego wyjmujemy jeden wirnik z drugiego. Montaż odbywa się w sposób analogiczny. Podkreślić należy, że opisane urządzenie oddaje w siłowni nieocenione korzyści.

Ljungstroem osadził (rys. 15) łopatki wirnikowe 11, podobnie jak Zwoniček, w cylindrycznych pierścieniach nośnych 9, które podejmują jako wieńce całą siłę odśrodkową, powstałą z powodu prędkości obwodowych i siły odśrodkowej łopatek. Połączenie całości wieńca łopatkowego z wirnikami jest dokonane zapomocą krótkiego i cienkiego pierścienia 4. Ostatni jest zawalcowany z jednej strony w pierścień nośny 9, a z drugiej w pierścień 2, który jest zabity drutem 3 w wirniku 1.

Wykonanie opisane zapobiega dodatkowym naprężeniom materjału, jakie mogłyby powstać w razie nierównego wydłużania się wirnika i wieńców łopatkowych. Jeżeli bowiem ostatnie rozgrzeją się wcześniej od tarczy wirnikowej, to pierścień 4 zmieni swe pochylenie, nie tracąc jednakże swego kształtu kołowego. Również ze względu na uniknięcie dodatkowych naprężeń materjału, wywołanych różnicami temperatur pary, składa się tarcza wirnikowa, jak to wynika z rys. 11, z kilku koncentrycznych części, połączonych ze sobą i z tarczami osiowemi zapomocą sworzni umieszczonych promieniowo.

Celem uzyskania dostatecznie długich łopatek w pierwszym stopniu ciśnienia firma *Stal-Asea* buduje promieniowe turbiny kondensacyjne systemu Ljungstroema o mocy dopiero powyżej 750 *kW*. Drugostronnie dłuższe łopatki nie są dopuszczalne w układzie promieniowym ze względu na zbyt duże naprężenia na zginanie. Konstruktor może jednak podzielić długie łopatki na dwie lub więcej części, umieszczając w miejscach podziału pierścienie nośne (patrz rys. 11). Średnica ostatnich jest natomiast także ograniczona, mianowicie naprężeniami na rozrywanie, które przy średnicy nieznacznie większej od 1 *m* są przy $n = 3000$ *obr/min* już bardzo wysokie. Z tej przyczyny kondensacyjna turbina Ljungstroema posiada, zależnie od stanów pary dolotowej i wylotowej, przy mocy powyżej 3000 do 4000 *kW* jeszcze część osiową o dwukierunkowym przepływie pary, widoczną także na rys. 11. Jest ona konieczna ze względu na możność opanowania dużych objętości pary, lecz bezwątpienia komplikuje prostotę budowy czystej turbiny promieniowej o ruchu przeciwbieżnym wirników.

Turbina Ljungstroema ustroju rozważanego nie nadaje się też jako turbina pracująca z pobieraniem pary, jako t. zw. parowa turbina przemysłowa. W takich wypadkach trzeba zastąpić ją dwoma zespołami, przyczem są możliwe dwa różne rozwiązania. W pierwszem jedna turboprądnica jest przeciwprężna, a druga — kondensacyjna, lecz obiedwie są zasilane parą świeżą, — w drugiem natomiast turbina kondensacyjna jest zasilana parą z przeciwprężnej, a pomiędzy turbinami odbywa się odbiór pary. W obydwóch wypadkach całość posiada cztery prądnice zamiast jednej w normalnej osiowej turboprądnicy, pracującej z pobieraniem pary. Podwyższa to niepomiernie koszty budowy całej instalacji oraz zwiększa jej zawiłość, skutkiem czego układ tego rodzaju rzadko jest stosowany, zwłaszcza że turbiny pracujące z pobieraniem pary są przeważnie silnikami tylko o średniej mocy. *(D. n).*

Inż. KAZIMIERZ SZAWŁOWSKI, Poznań.

NAJWIĘKSZY NA ŚWIECIE SILNIK DIESEL'a.

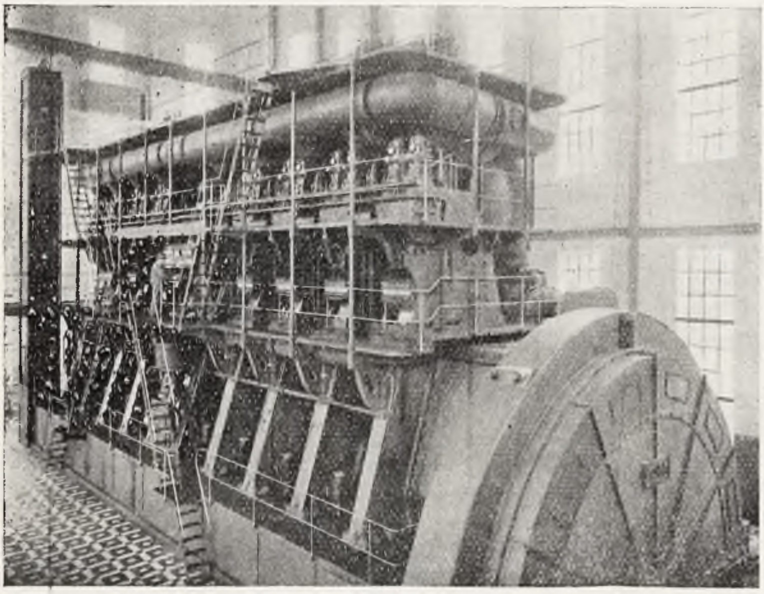
W elektrowni kopenhaskiej H. C. Oersted uruchomiono z końcem 1933 roku nową siłownię o mocy 15.000 *kW*, którą tworzy silnik Diesel'a z fabr. Burmeister & Wain'a złączony bezpośrednio z prądnicą fabr. ASEA. Uruchomiona siłownia jest częścią projektowanej o mocy 60.000 *kW*, która będzie składać się z czterech analogicznych agregatów, jako dalsze rozszerzenie istniejącej siłowni turbinowej-parowej o mocy 26.000, 40.000 i 64.000 *kW*.

W nowootwartej instalacji na szczególną uwagę zasługuje silnik Diesel'a — w tej chwili największy na świecie.

Do szeregu wytwórni silników Diesel'a, które szczególnie wyspecjalizowały się w budowie wielkich jednostek — przeważnie przeznaczonych dla okrętów — należy wytw. Burmeister & Wain T. A. w Kopenhadze. Według zestawień statystycznych wynika, iż zajęła ona pierwsze miejsce w ilości wykonanych okrętów motorowych — a więc przed Sulzerem, M. A. N-em, Doxford'em i innemi. W ciągu trzydziestu sześciu lat pracy, licząc od czasu nabycia patentów Rudolfa Diesel'a [1]), poczyniła ona w tej dziedzinie liczne udoskonalenia, zgłosiła wiele własnych patentów i opanowała z zupełną pewnością energję cieplną

[1]) Umowę z Rud. Diesel'em zawarła wytwórnia B. & W. dn. 28 stycznia 1898 r. z inicjatywy ówczesnego Dyrektora Ivara Knudsena.

w największych jednostkach. Wykonany ostatnio przez nią silnik Diesel'a dla miejskiej elektrowni w Kopenhadze „H.C. Oersted“ o mocy 22 500 *KMe* (rys. 1) jest największym silnikiem i to nietylko z silników przez nią zbudowanych, ale wogóle największym w świecie.



Rys. 1

Omawiany silnik w zasadniczej konstrukcji swojej odpowiada znanym typom okrętowym, które B. & W. wykonywuje w ostatnich latach. Podobnej budowy silnik o mocy 6.000 *KMe* przy 90 *obr/min*, sześciocylindrowy, ($D =$ $= 620$ *mm*, $S = 1400$ *mm*) wykonała dla okrętu pasażerskiego „Ameryka“ Tow. „East Asiatic Co“. Okręt ten w ciągu $3\frac{1}{2}$ lat, licząc od stycznia 1930 roku, przepłynął bez przeszkód przeszło 260 tysięcy mil morskich. Na uwagę zasługuje fakt, iż wymieniony okręt jest jednośrubowym, który wymaga bardzo pewnego silnika i tylko typ wypróbowany, o pełnem zaufaniu, może spełniać tak odpowiedzialną pracę.

Opis silnika.

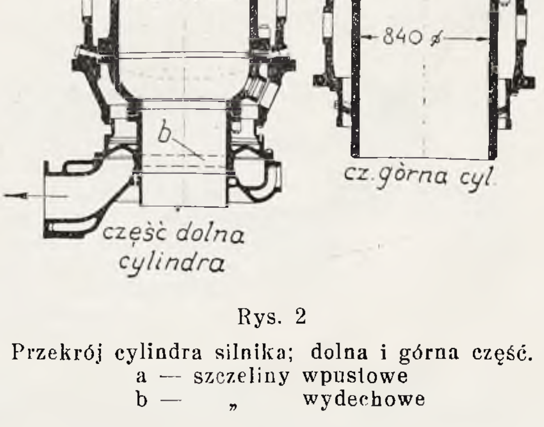
Kopenhaski kolos jest silnikiem ośmiocylindrowym, dwusuwnym, dwustronnie działającym o mechanicznem rozpylaniu paliwa. Średnice cylindrów wynoszą 840 *mm*, skok roboczy 1500 *mm*, normalna liczba obrotów 115 na minutę.

Silnik ten przy normalnem obciążeniu rozwija średnią szybkość tłokową 5,75 *m/sek* przy średniem ciśnieniu indykowanem w cylindrach około 8,35 kg/cm^2 wzgl. efektywnem 7,0 kg/cm^2. Całkowita długość silnika wynosi 19,0 *m*; wysokość od posadzki maszynowni 11,5 *m*. Waży 1250 ton, przyczem na *KMe* wypada 55,5 *kg*. Sama rama fundamentowa, składająca się z czterech części, waży 140 ton, zaś wał korbowy złożony z dwu części 131 ton. (Część przednia waży 56 ton, tylna 65 ton. Średnice czopów wału korbowego 730, 850 i 900 *mm*). Złączony bezpośrednio z prądnicą fabr. *Asea*, dla prądu trójfazowego o mocy 19.000 *kVA*, przy 6.000 voltach, 50 okresach i $\cos \varphi = 0{,}8$, jako agregat, posiada długość całkowitą 25,0 *m*.

Do ciekawych szczegółów silnika należy zaliczyć sposób przepłukiwania i ładowania powietrzem tak długich cylindrów.

Wiadomo bowiem, iż dwusuw jedynie wówczas daje wysokie wartości średnich ciśnień indykowanych — a zatem i mocy — jeżeli jest spełniony warunek zupełnego naładowania cylindrów powietrzem, czyli należytego przepłukania cylindrów ze spalin odlotowych. Oczywiście, wchodzi tu w grę tak proces przepłukania jak też i czas przepłukania, które znów zależą od szybkości tłokowej. Warunek zupełnego przepłukania minimalną ilością powietrza wymaga odpowiedniego ułożenia szczelin wpustowych i wydechowych oraz unikania martwych kątów w cylindrze.

Wytw. B. & W. dla silników Diesel'a dwusuwnych, dwustronnie działających, wypróbowała specjalny system przepłukiwania



Rys. 2

Przekrój cylindra silnika; dolna i górna część.
a — szczeliny wpustowe
b — „ wydechowe

i ładowania cylindrów t. z. „uniflow scavenging“, który polega na tem, że szczeliny wpustowe i wydechowe rozmieszczone są na przeciwległych końcach przestrzeni skokowej. Zwykle szczeliny te w klasycznych silnikach dwusuwowych sąsiadują z sobą. Rozmieszczo-

ne syst. B. & W. szczeliny dają możność należytego przepłukania najdłuższych cylindrów. Kopenhaski silnik posiada stosunek skoku do średnicy cylindra 1,885 i trzeba zaznaczyć, iż w innem wykonaniu B. & W. ten stosunek wynosił 2,7, przyczem próby wykazały nader pomyślne ładowanie cylindrów. Szczeliny wpustowe i wydechowe wykonane są na całych obwodach i to, jak widzimy na rys. 2, szczeliny wlotowe są w środku cylindra, zaś wydechowe na obydwu końcach. Wydech sterują zawory tłokowe o pierścieniowem uszczelnieniu, uruchamiane pośrednio od wału korbowego przez dźwignie i wał przystawkowy. Przeniesienie ruchu z wału korbowego na wał przystawkowy, do niego równoległy, uskutecznia B. & W. transmisją łańcuchową.

Górny zawór tłokowy ma średnicę 450 *mm*, dolny, przez który przechodzi trzon tłoka, średnicę 540 *mm*.

Układ szczelin syst. „Uniflow" ma jeszcze inne dodatkowe znaczenie—a mianowicie wpływa korzystnie na smarowanie cylindra przy największych nawet szybkościach tłokowych.

Wskutek jednokierunkowego przepływu powietrza, tłok silnika ma stosunkowo mniejsze obciążenie cieplne—a pierścienie uszczelniające nie potrzebują wlec wzdłuż ścian cylindra niepożądanego „balastu cieplnego", jak to zazwyczaj zachodzi w utartych typach dwusuwnych.

Również smarowanie samych zaworów tłokowych, sterujących szczeliny wydechowe, nie sprawia trudności, gdyż skok tych zaworów jest mały.

Dolny zawór tłokowy posiada dławik dla uszczelnienia trzona tłoka głównego. Dławik tworzą pierścienie zewnętrznie naciskające na trzon. Dostęp do dławika jest łatwy.

Powietrza do cylindrów dostarczają pompy rotacyjne. Każda pompa składa się z dwuch przeciwbieżnych czteroskrzydłowych wirników. Pompy te, podobne zresztą do pomp Root'a, w innych wykonaniach silników B. & W. uruchamiane są osobnemi elektromotorami. W wykonaniu opisywanego silnika, pompy rotacyjne uruchamia sam silnik. Uniezależnia to pracę silnika od ewentualnych przeszkód w dostarczaniu prądu dla elektromotorów, któreby miały pędzić pompy rotacyjne.

Dopływ powietrza do pomp wykonany jest pod posadzką maszynowni, przez filtry.

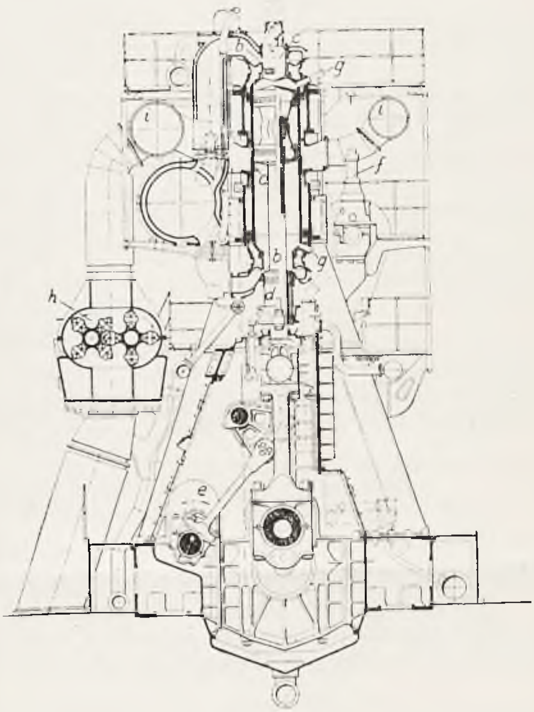
Pompy przy 400 *obr/min* — liczbie odpowiadającej 115 *obr/min* silnika — dają w sumie 1750 m^3 powietrza na minutę. Ta ilość powietrza w porównaniu z objętościami cylindrów, napełnionemi w tym czasie, wskazuje na mały nadmiar dla celów przepłukania (1,1 — 1,15).

Nadciśnienie powietrza ładującego cylindry -- przed szczelinami — wynosi około 0,2 *atn*.

Powracając jeszcze do zaworów tłokowych, sterujących szczeliny wydechowe, należy zaznaczyć, iż biorą one udział w pracy silnika. Swemi małemi skokami powiększają one moc silnika o około 10%.

Wykresy indykatora trzeba więc zdejmować nietylko dla tłoka głównego, lecz też osobno dla tłoków sterujących.

Przez odpowiednie przekręcenie korb wałka pomocniczego względem korb wału głównego silnika, jak również przez stosunek



Rys. 3

Przekrój silnika:
a — szczeliny wpustowe
b — „ wydechowe
c — górny zawór tłokowy sterujący
d — dolny „ „ „
e — wał przystawkowy, korbowy
f — pompy paliwowe
g — zawory wtryskowe
h — pompy rotacyjne dla przepłukiwania i ładowania cylindrów powietrzem
i — przewody powietrzne

przeniesienia skoków, B. & W. uzyskała dla przesuwu zaworów tłokowych wielkie momenty obrotowe i to w czasie wysokich ciśnień w cylindrze.

Pompy paliwowe zmontowane są na wysokości cylindrów z jednej strony silnika; dla każdego cylindra podwójna pompa na wspólnej skrzynce osłaniającej krzywki, sterujące nurniki. Przewody tłoczące z pomp do zaworów paliwowych są stosunkowo krótkie i to tak do górnych jak też i dolnych. Jest to celowem ze względu na wysokie ciśnienie pomp i ściśliwość płynnego paliwa.

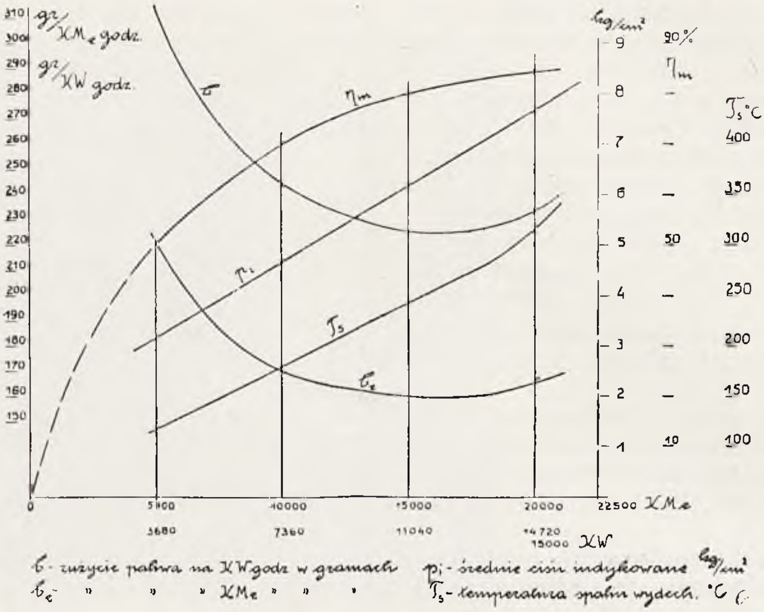
Ciśnienie pomp paliwowych, dla oleju gazowego o ciężarze gatunkowym 0,905, wynosi około 400 *atn*.

Konstrukcja pomp paliwowych, jak również zaworów paliwowych, automatycznie otwierających się w czasie tłoczenia, jest zasadniczo ta sama, którą B. & W. stosuje dla silników bezsprężarkowych okrętowych.

250 *mm*, średnice tulej zzewnątrz 320 *mm*, grubość ścianek tulej 20,75 *mm*.

Tłoki, trzony tłokowe oraz przestrzenie między tulejami chłodzone są oliwą.

W końcu wału korbowego przewidziane

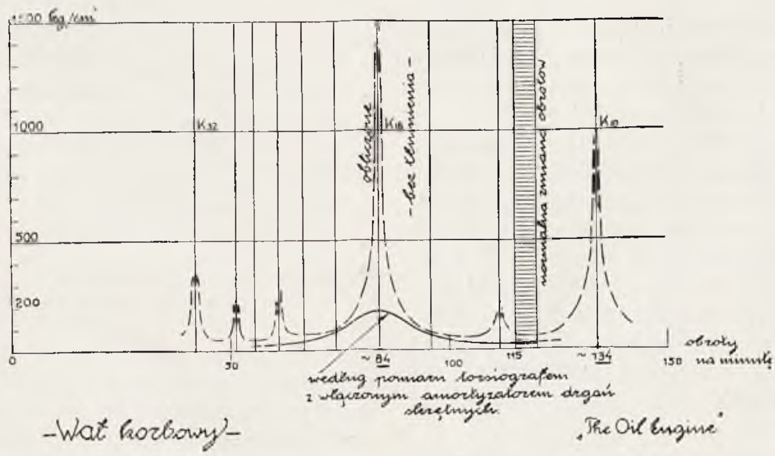


Rys. 4
Wyniki badań odbiorczych.

Zawory paliwowe oraz zawory rozruchowe osadzone są w płaszczach chłodzonych wodą.

Ogólna budowa silnika widoczna jest na rysunku przekroju przez cylinder (rys. 3) i jak już zaznaczyłem, podobna jest do budowy znanych typów okrętowych, które wytwórnia w ostatnich latach wykonywała.

jest urządzenie dla tłumienia drgań skrętnych, które szczególnie wysoką wartość mają w czasie rozruchu i zatrzymywania silnika. Drgania te dla krytycznych ilości obrotów zostają stłumione poniżej 200 *kg/cm²*.



Rys. 5
Drgania skrętne wału korbowego.

Tłoki składają się z trzech części. Górne i dolne części wykonane są ze stali chromowej; środkowe części ze stali Siemens-Martin'a. Również ze stali Siemens-Martin'a wykonane są trzony tłokowe, które przed wysokiemi temperaturami osłonięte są tulejami z odpornego żeliwa perlitycznego. Średnice trzonów

Smarowanie silnika odbywa się pod ciśnieniem, przez filtry i chłodnice. Smarowanie cylindrów zmontowane jest wzdłuż silnika i galerji, z której jest łatwo dostępne.

Dla celów rozruchowych, powietrze o prężn. 25 *atn* do zbiorników dostarczają dwie sprężarki napędzane przez elektromotory.

Rozruch silnika z zimnego stanu do obciążenia do 22.500 *KMe* odbywa się w ciągu paru minut.

Zużycie paliwa.

Gwarancje zużycia paliwa o normalnej wartości opałowej — dla poszczególnych mocy są następujące:

Dla	15.000 *kW*	zużycie	250	*gr/kWgodz.*
„	12.500 „	„	240	„
„	9.400 „	„	245	„
„	6.250 „	„	265	„

Wyniki przeprowadzonych prób przedstawiowione są w wykresach (rys. 4, 5).

Silnik dostarczony jest wraz z urządzeniem dla chłodzenia cylindrów świeżą wodą według syst. B. & W.

Jakkolwiek obecnie nie jest na razie aktualne dalsze wyzyskanie ciepła odlotowego z silnika dla celów grzejnych, to jednak należy zaznaczyć, iż z silnika, przy normalnem obciążeniu, w wodzie chłodzącej i spalinach wydechowych, odchodzi około 10 miljonów ciepłostek na godzinę i to około 6 miljonów z chłodzenia, a 4 miljony w spalinach. Licząc na *kW*/godzinę — oznacza to stratę około 800 ciepłostek.

Utylizacja ciepła odlotowego, np. wyzyskanie ciepła dla celów ogrzewniczych, obniży wydatnie koszty ruchu.

Obecnie koszty ruchu, przy wyprodukowanych 200 miljonach *kWh* w roku, oraz cenie oleju gazowego, która obecnie wynosi w Danji 60 kor. za jedną tonę — łącznie z wszystkiemi kosztami — a więc amortyzacją, prowadzeniem i t.p. określone są na $2^1/_4$ oerów na *kWh*. Gdyby ciepło odlotowe można było dalej utylizować, wówczas koszt *kW*/godziny obniżyłby się do $1^3/_4$ — 2 oerów.

Nowozbudowana siłownia kosztuje 3.820.000 Kor. i przy czterech takich zespołach o wydajności 60.000 *kW* koszt całkowity, łącznie z silnikami Diesel'a, wyniesie około 14.000.000 Kor. [1]).

---

[1]) Opracowano na podstawie materjału naukowego dostarczonego przez wytwórnię Burmeister & Wain'a w Kopenhadze:

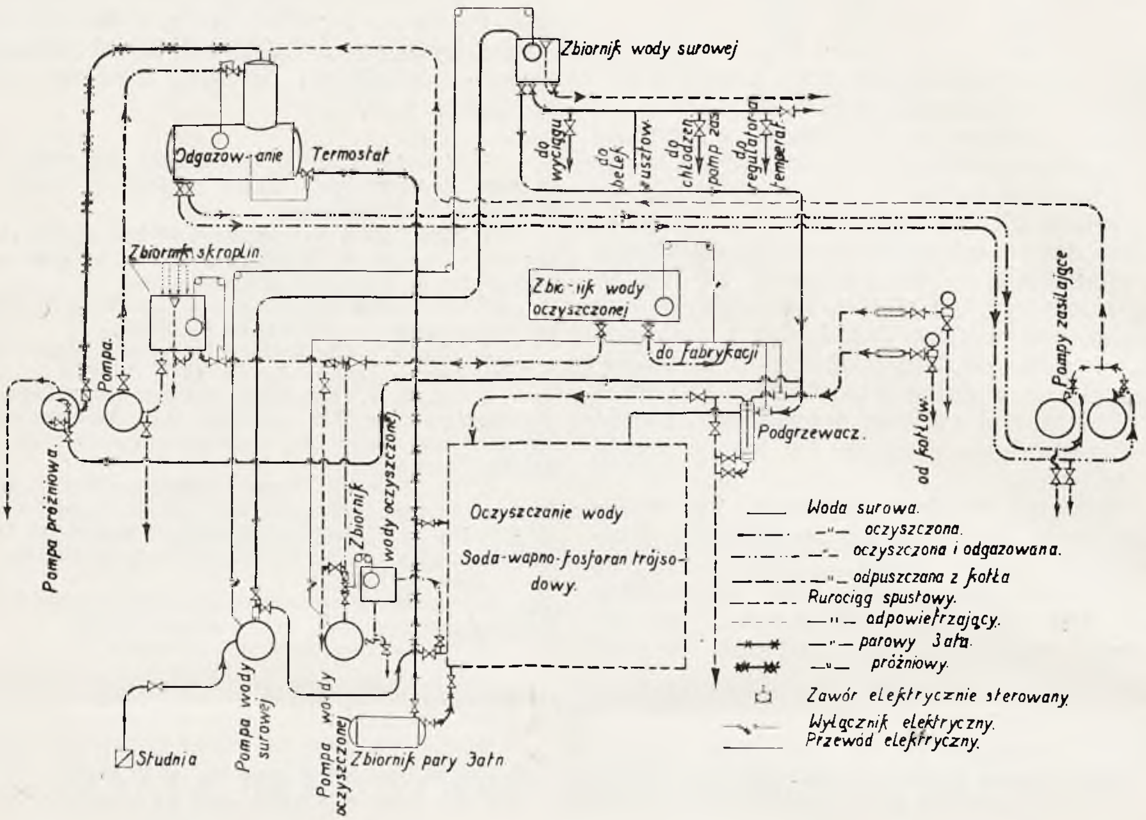
1. The latest development of the marine Diesel engine. — by Dr. H. H. Blache - Managing Director of Burmeister & Wain Ltd., Copenhagen.
2. The present position of the Diesel engine for marine purposes — by Dr. H. H. Blache.
3. Some main factors in modern Diesel engine construction — 1934 — by Dr. H. H. Blache.
4. B. & W. Two cycle double acting Diesel engine performance M. S. Amerika. Built and engined by Burmeister & Wain Ltd. Copenhagen, — for The East Asiatic Company Ltd.
5. A 15000 *kW* Diesel Generating Unit. (Description of the Installation of the World's Largest Oil Engine in the H. C. Oersted Municipal Electricity Works at Copenhagen) — By Dr. H. H. Blache (The Oil Engine — January 1934).
6. Schiffs-Dieselmotor Bauart Burmeister & Wain-Vortrag von Dipl. Ing. Paul Hansen (1933).
7. Dieselmaschinen V. Sonderheft V. D. I.

SCHEMAT ULEPSZANIA WODY ZASILAJĄCEJ.

Nawiązując do sprawozdania z odbioru gwarancyjnego instalacji parowej (p. T. C. str. 17 r. 1934) podajemy krótki opis stacji zmiękczana i odgazowania wody zasilającej. Przypominamy, że kocioł tej instalacji (300 m^2 p. o. i 25 *atn*) napędza turbinę z pobieraniem pary, przyczem pobiera się około 5 *t/h* pary, z której skropliny częściowo tylko mogą wrócić do wody zasilającej. Jest to typowy przykład instalacji parowej zakładów włókienniczych, w których skropliny należy mniej więcej w 50% uzupełniać surową wodą zmiękczoną — w odróżnieniu od siłowni, wytwarzających jedynie moc, w których obieg: woda zasil. — para — skropliny — woda zasil. jest obiegiem zamkniętym, wymagającym nieznacznego, zaledwie kilkoprocentowego uzupełnienia. Uzupełnienie to odbywa się czasem nawet wodą niezmiękczoną, nie pociągając za sobą przykrych skutków dla kotła, oczywiście przy niezbyt wysokiem ciśnieniu roboczem i przy małej twardości wody. Natomiast w instalacji z pobieraniem pary, kiedy zachodzi tak znaczny ubytek obiegu, woda uzupełniająca (surowa) musi być odpowiednio ulepszana. Zagadnieniu temu poświęcono też w opisywanej siłowni dużo pieczołowitości i rozwiązano je zgodnie z ostatniemi wymogami tak, że mimo szybkich postępów i wciąż nowych zmian w tej dziedzinie należy stację tę uznać za zupełnie nowoczesną. Na załączonym rysunku podano jedynie schemat połączeń nie wrysowując samej stacji zmiękczającej, dla uzyskania lepszej przejrzystości. Zmiękczanie odbywa się w typowym filtrze sodowowapiennym z podgrzewaniem parą pobieraną (3 *atn*) z dodanym jednakże za nim zbiornikiem dla reakcyj dodatkowych, w którym przez dodawanie fosforanu trójsodowego strąca się twardość wody do praktycznego zera. Ze zbiornika tego przeprowadza się wodę przez filtr mechaniczny i zbiornik pośredni, do którego spływają też wszystkie skropliny, do zbiornika odgazowującego. Tutaj termostat utrzymuje temperaturę 80°C, regulując odpowiednio dopływ pary 3 *atn*, pompa próżniowa zaś utrzymuje ciśnienie 0,6 *ata*. Tak więc odgazowuje się wodę zmiękczoną i wszystkie skropliny. Należy zwrócić uwagę, że i rurociąg, podający wodę do kotłów bezpośrednio przed pompą ma również połączenie z pompą próżniową. Kocioł pracuje przy stałem odpuszczaniu wody, co umożliwia utrzymanie cyfry sodowej na pożądanej wysokości. Woda

odpuszczana przechodzi przez podgrzewacz oddając w nim swe ciepło wodzie surowej, płynącej do stacji zmiękczającej, a następnie spływa do zbiornika reakcyj dodatkowych, gdzie łączy działanie swego nadmiaru alkaliczności z działaniem fosforanu trójsodowego. Sposób wprowadzania fosforanu wprost do kotła należy zarzucić, gdyż przy tym sposobie reakcje odbywają się w samym kotle, co powoduje wytwarzanie się szlamu w kotle i pienienie.

Całe to urządzenie znajduje się pod bieżącą kontrolą, znajdującą swój wyraz w pro-



Rys. 1

W opisie tym wypada podkreślić szczegół, że woda zmiękczona po wszystkich chemicznych reakcjach, przechodzi przez filtr żwirowy, że więc do kotła nie dostają się żadne chemicznie strącone osady. Nowoczesna technika ulepszania wody stoi też na tem stanowisku, że dodatkowe zmiękczanie wody fosforanem musi odbywać się przed filtrem mechanicznym w celu uniknięcia wytwarzania się szlamu w rurociągach i kotle. Dodawanie fosforanu do wody zasilającej, lub wprost do wadzonym dzienniku. Obejmuje on następujące pozycje: 1) data, 2) godzina, 3) woda surowa: twardość węglanowa, niewęglanowa i ogólna (raz na dobę), 4) woda zmiękczona: alkaliczność *P* i *M*, twardość, zmętnienie (co 4 godziny), 5) woda zasilająca: alkaliczność *P* i *M* i twardość (raz na dobę), 6) skropliny: alkaliczność i twardość (raz na dobę), 7) woda z kotła: cyfra sodowa, twardość (raz na dobę), 8) woda wapienna: alkaliczność, temperatura (co cztery godziny). *J. K.*

WYBUCH KOTŁA.

W listopadzie ub. r. nastąpił wybuch kociołka, ustawionego w piekarni mechanicznej, a służącego do nawilżania parą pieczywa podczas wypieku dla wywołania połysku. Kocioł nie znajdował się pod urzędowym dozorem.

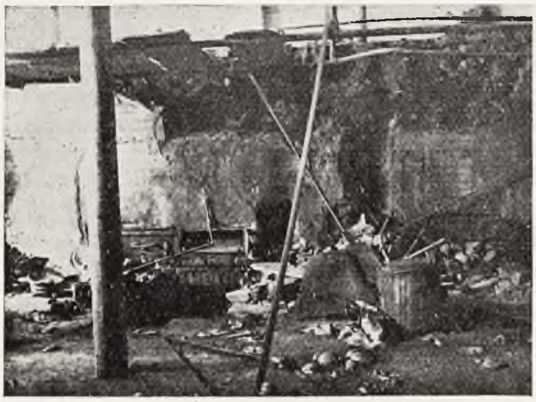
Kocioł składał się z walczaka o średnicy 400 *mm*, długości 500 *mm* i grubości blachy około 3 *mm*, spawanego podłużnie acetylenem i zamkniętego prawie płaskiemi dnami tejże grubości, przypawanemi na styk. Ustawiony był pionowo na podpalenisku, tak, że powierzchnię ogrzewalną stanowiło dolne dno.

Kocioł posiadał dwa kurki próbne i manometr a był połączony z wodociągiem rurą zasilającą, zamykaną na kurek oraz z rurociągiem do odbioru pary również zamykanym na kurek. Pozatem na górnem dnie znajdował się kurek, służący podobno do wypuszczania pary w razie nadmiernego wzrostu

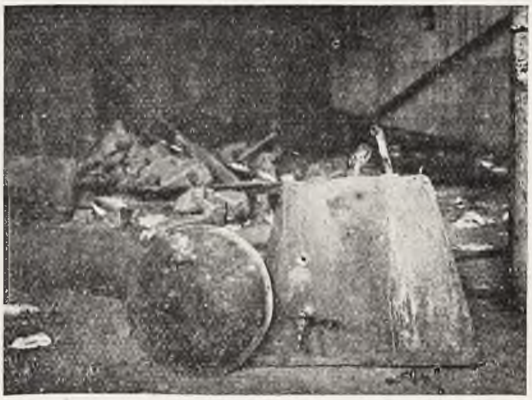
ciśnienia. Nie było żadnego urządzenia zabezpieczającego samoczynnie przed przekroczeniem ciśnienia. O wysokości ciśnienia roboczego nie udało się zebrać informacyj.

Wybuch nastąpił przez oderwanie się całkowite dolnego dna wzdłuż spawu, łączącego je z walczakiem. Kocioł rzucony został w górę, odbił się od sklepienia, znajdującego się nad nim, przyczem walczak się spłaszczył i upadł w odległości około 3 *m* od miejsca pracy. Manometr po wybuchu znaleziono zupełnie zniszczony. Przy wypadku zostało zranionych dwu ludzi; jeden z nich ciężej ranny, odwieziony został do szpitala, drugi lżej ranny, pozostawiony na leczeniu domowem. Uszkodzony został piec piekarski i zniszczone pieczywo przygotowane do wypieku. Wyleciały również szyby piekarni i sąsiednich lokali.

Nie ulega wątpliwości, że powodem wybuchu był wzrost ciśnienia ponad wytrzymałość prymitywnej konstrukcji, której najsłabszym elementem okazało się spawane połączenie dna z walczakiem.



Rys. 1



Rys. 2

Pozbawienie kociołka bez zaworu bezpieczeństwa okazało się zgubne w skutkach. Trudno ustalić wysokość ciśnienia w chwili wybuchu, sądząc jedynie po walczaku, którego wytrzymałość da się łatwiej ująć liczbowo, można wnioskować, jakiej wysokości ciśnienie to nie przekroczyło. Zresztą nie o to wcale chodzi. Przy pewnej nieuwadze obsługi ciśnienie mogło łatwo dojść do niebezpiecznej granicy, gdyż kocioł był zewsząd zamknięty kurkami, a zaworu bezpieczeństwa nie posiadał.

Nasuwa się tu jeszcze sprawa odpowiedzialności za wybuch. Prawnie odpowiada właściciel, który nie może się bronić nieznajomością ustawy. Niemniej moralną odpowiedzialność ponosi i powinien ponosić wytwórca kotła. Choćby nim był najskromniejszy zakład ślusarski, kierownik jego powinien zdawać sobie sprawę ze skutków tak daleko posuniętego niedbalstwa.

Opisany wypadek ilustrują rys. 1 i 2.

J. K.

KRONIKA TECHNICZNA.

Kotły na ciepło odpadkowe silników spalinowych [1]).

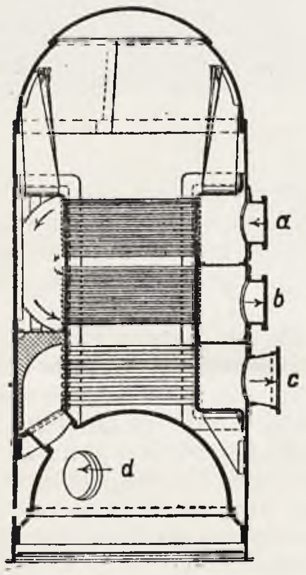
W silniku Diesel'a podczas zamiany ciepła na pracę mechaniczną, 2/3 ilości ciepła, zawartego w paliwie jest stracone. Ciepło to prawie w równych częściach odprowadzane jest w spalinach i w wodzie chłodzącej. Wyzyskanie ciepła, zawartego w wodzie chłodzącej jest ograniczone temperaturą wody, która musi być dość niska. Do wyzyskania ciepła odpadkowego gazów spalinowych na podgrzanie paliwa lub powietrza stosowane są rozpowszechnione w handlu wymienniki ciepła, — na podgrzanie wody lub uzyskanie pary, konieczne jest instalowanie kotłów. Oba rodzaje instalacyj do wyzyskania ciepła odpadkowego spalin nie powinny być wrażliwe na wahania temperatury i na przerwy w ruchu, ani powodować znacznego oporu dla przepływu gazów wylotowych, a powierzchnia ogrzewalna musi być łatwo dostępna do czyszczenia z kamienia kotłowego i popiołu. Ponadto stawiane jest dodatkowe wymaganie, aby podczas pracy kotły te stanowiły tłumiki dźwiękowe dla wybuchów w silnikach.

Szereg kotłów na ciepło odpadkowe silników Diesel'a, których konstrukcje powstały w Europie, zastosowano i ulepszono w ostatnich latach w Ameryce. Tak np. budowany jest w Ameryce kocioł konstrukcji angielskiej *Clarksona* (rys 1), trochę zmieniony i dostosowany do amerykańskich przepisów kotłowych.

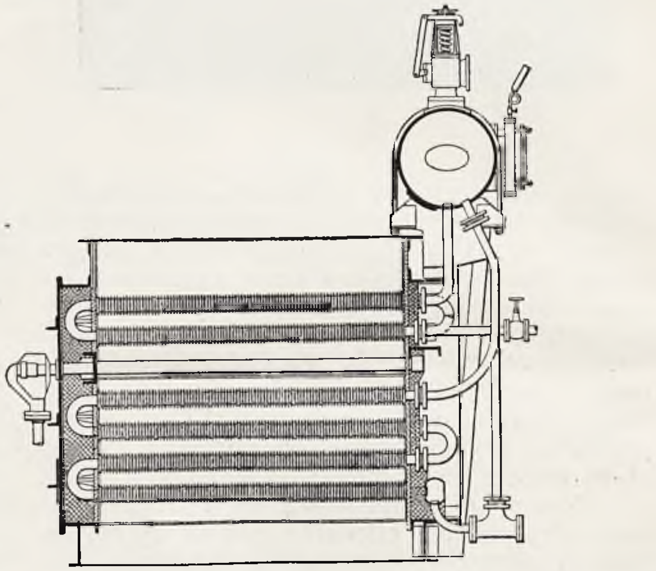
Początkowo kocioł ten był stosowany na wozach motorowych, a doświadczenia ruchowe wykazały, że konstrukcja jego nadaje się dobrze do wyzyskania ciepła spalin silników. Kocioł ten (rys. 1) składa się z dwóch płaszczów, z których wewnętrzny posiada na swej powierzchni zawalcowane krótkie rury stożkowe,

[1]) *Power* Nr. 10 r. 1933.

zaciągnięte na jednym końcu. Rury te omywane są przez spaliny, którym odpowiednie prowadzenie nadaje bęben żeliwny, umieszczony w środku. Możliwe jest również wykonanie tego rodzaju, że spaliny nie są odprowadzane rurą dymową ku górze, lecz skierowane są ku dołowi, omywają rury drugiej połowy kotła i odprowadzane dołem. Na przejście ciepła przez rury stożkowe ma największy wpływ stosunek ich długości do średnicy. Cyrkulację wody w rurach ułatwia ich stożkowy kształt oraz specjalna ściana, umieszczona w przestrzeni wodnej kotła. Badania przeprowadzone nad tego rodzaju kotłem wykazały, że obciążenie powierzchni ogrzewalnej rur może dochodzić do 220 *kg*/*m*² powierzchni rur. Uzyskana sprawność w odniesieniu do zawartości ciepła w gazach spalinowych wynosiła 86 %, bez uwzględnienia pary wodnej, zawartej w spalinach. Dla silników czterotaktowych można uzyskać 0,36 *kg* pary na *KM* i godz., dla dwutaktowych — 0,18 *kg*/*KM* i godz. Kotły te są budowane już od 40 *KM* i 8 do do 9 *t*/godz. pary. Mogą one być zaopatrzone w dodatkowe palenisko na ropę lub pył węglowy. Jeżeli temperatura gazów spalinowych nie będzie zbyt niska, to niema obawy o korozję blach, stykających się ze spalinami.



Rys. 1



Rys. 2

Rys. 2 uwidacznia konstrukcję kotła *Foster - Wheelera*, który jest podobny do podgrzewacza wody. Kocioł ten pracuje przy stałem doprowadzeniu ciepła, a jego wydajność regulowana jest zmianą dopływającej ilości wody. Z zewnątrz osłonięty on jest blaszanym płaszczem, a dwa górne rzędy rur służą jako podgrzewacz. Przewidziane jest swobodne wydłużanie się rur w kierunku na lewo; proste odcinki rur zaopatrzone w żebra wykonane są z żelaza lanego, części wygięte— z rur stalowych bez szwu. Kocioł ten może być również zaopatrzony w dodatkowe palenisko, przeważnie na ropę.

Dla spalin o niskich temperaturach buduje się specjalne kotły pod nazwą *„Paracoil"*, podobne do kotłów lokomobilowych, ustawionych pionowo. Kocioł taki składa się z komory wlotowej spalin, pęku płomieniówek i komory wylotowej i budowany jest jako podgrzewacz wody lub też jako kocioł parowy na ciśnienie do 9 *atn*. Doświadczenie z tego rodzaju kotłami wykazało, że w silnikach czterotaktowych dla temperatury spalin 290 do 370°C i ciśnienia pary 3,5 *atn* można z 1 *KM*/godz. uzyskać 0,24 do 0,36 *kg* pary; w silnikach dwutaktowych dla temperatury spalin 260 do 320°C i ciśnienia 3,5 *atn* — 0,29 do 0,38 *kg*/*KM* i godz. Kotły te buduje się dla silników powyżej 50 *KM*.

Szereg firm budujących kotły na ciepło odpadkowe spalin wylotowych przystosowało do tego celu konstrukcje zwykłych kotłów stromorurowych i stojących płomieniówkowych. Kocioł *Cochrane* również konstrukcji angielskiej, budowany jako podgrzewacz wody zasilającej, jest zwykłym kotłem leżącym, płomieniówkowym, z dwoma ciągami.

Coraz więcej ustawianych jest kotłów na ciepło odpadkowe gazów spalinowych na okrętach, ostatnio okręt „City of New Orleans" o napędzie parowym przebudowano na napęd silnikami Diesel'a. Obciążenie silników wynosi 3720 *KM*, gazy wylotowe o temperaturze 290°C opuszczają kocioł na ciepło odpadkowe z temperaturą 190°C, temperatura wody na wejściu do kotła wynosi 24°C, ilość spalin 36000 *kg*/godz. wytwarza 946 *kg* pary o ciśnieniu 2,25 *atn*.

Ciepło odpadkowe wszelkiego rodzaju silników spalinowych może być użyte dla następujących celów:

I. Do podgrzewania wody:

1) zużywając wodę chłodzącą silnik bezpośrednio; zakres temperatur wody ciepłej wynosi w tym przypadku 45 do 70°C,

2) zużywając do zasilania kotła wodę chłodzącą silnik,

3) ogrzewając zimną wodę.

II. Do ogrzewania powietrza:

1) zapomocą wymienników ciepła w przewodzie wylotowym spalin,

2) za pośrednictwem wody chłodzącej silnik.

III. Do wytwarzania pary:

1) o niskiem ciśnieniu do 0,5 *atn* dla celów fabrykacyjnych,

2) o średniem ciśnieniu od 6 do 7 *atn*; takie urządzenie będzie ekonomiczne dopiero dla silników powyżej 500 *KM* i wtedy parę używa się do wytwarzania siły.

IV. Do wytwarzania wody destylowanej.

V. Do podgrzewania paliwa:

1) zapomocą wody ogrzanej spalinami,

2) bezpośrednio spalinami.

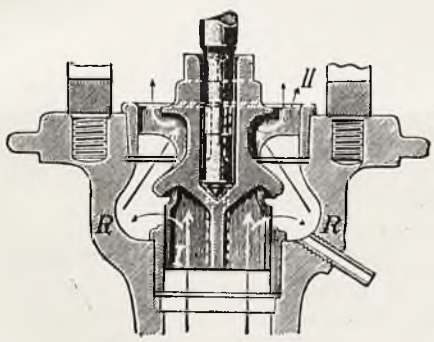
VI. Do wytwarzania siły:

1) w turbinach gazowych, napędzających kompresory do ładowania i przepłukiwania cylindrów.

A. W.

Odprowadzenie pary z zaworów bezpieczeństwa o pełnym skoku.[1])

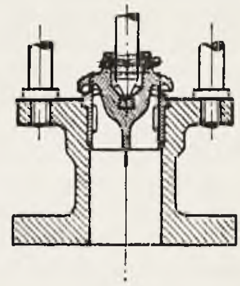
Zawory bezpieczeństwa o pełnym skoku posiadają skok grzybka większy niż 1/4 jego średnicy. Na rys. 1 przedstawiony jest zawór bezpieczeństwa o pełnym skoku. Ponieważ przepisy kotłowe przewidują, że: „para wychodząca z zaworów, których skok grzyba



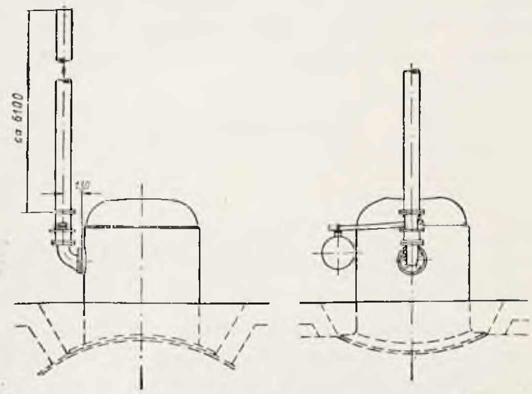
Rys. 1
Zawór bezpieczeństwa o pełnym skoku.

wynosi nie mniej, niż 1/4 jego średnicy, powinna być odprowadzana nazewnątrz kotłowni", więc tego rodzaju zawory posiadają przedłużenie osłony, które zapobiega bocznemu ujściu pary. Wymaganie to jest celowe, gdyż małe już przekroczenie ciśnienia roboczego w kotle powoduje przy tych zaworach[2]), że kotłownia już w kilka sekund napełnia się parą i obsługa, która będzie ew. na kotle, może znaleść się w niebezpieczeństwie.

Należy rozróżniać zawory bezpieczeństwa o pełnym skoku od zaworów wysokoskokowych. Dla tych ostatnich, chociaż skok grzybka jest większy niż przy zwykłych zaworach o tej samej średnicy, jednak osiąga on wartość przepisaną dla zaworów pełnoskokowych dopiero po przekroczeniu więcej niż 10% ciśnienia roboczego. Konstrukcja zaworów wysokoskokowych nie przewiduje już bocznego prowadzenia pary w osłonie. Na rys. 2 podany jest zawór wysokoskokowy. Grzybek zaworu posiada pierścień wystający poza powierzchnię



Rys. 2
Wysokoskokowy zawór bezpieczeństwa.

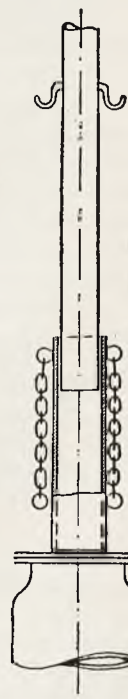


Rys. 3

uszczelniającą i uchodząca para spiętrza się przy tym pierścieniu, powodując wyższe podniesienie się grzybka, niż przy zaworach zwykłych.

Przewód odprowadzający parę z zaworów bezpieczeństwa o pełnym skoku, najczęściej jest umocowany, jak to wskazuje rys. 3, a mianowicie, do pokrywy, umieszczonej na osłonie zaworu przyśrubowany jest kołnierz rury, odprowadzającej parę. Tego rodzaju połączenie, wobec znacznej długości przewodu odprowadzającego, powoduje dotatkowe obciążenie osłony zaworu, które może okazać się niebezpiecznem, zwłaszcza, jeżeli zawór bezpieczeństwa jest umocowany do kołpaka parowego zapomocą kolana.

Niedawno w jednej z kotłowni w Niemczech, o dwóch kotłach dwupłomienicowych o ciśnieniu roboczem 11 *atn*, miało miejsce uszkodzenie przy zaworze bezpieczeństwa o pełnym skoku, obciążonym rurą odprowadzającą parę. Na szczęście w wypadku tym nikt z obsługi nie był poszkodowany na zdrowiu.



Rys. 4

Zawory bezpieczeństwa o średnicy 55 *mm* były umieszczone na kolanie (rys. 3) przykręconem zapomocą 4-ech śrub sztyftowych ∅ 5/8", wkręconych w przynitowaną nasadę kołpaka parowego. Ciężar kolana, zaworu bezpieczeństwa z dźwignią i obciążnikiem wynosił

---

[1]) *Zeitschrift* d. B. R. V. Nr. 15 r. 1934

[2]) por. *Technika Cieplna* str. 178 r. 1933.

71 *kg*; przewód odprowadzający parę, długości ok. 6,1 *m* ważył 66 *kg*. W momencie, gdy ciśnienie w kotle przekroczyło 11 *atn* zawór bezpieczeństwa raptownie otworzył się i odleciało kolano przyśrubowane do płaszcza kołpaka. Palacz nie stracił przytomności umysłu, wyrzucił ogień z obu kotłów, pracujących na wspólny przewód parowy i uruchomił przyrządy zasilające. Kiedy ciśnienie pary spadło do 6 *atn*, palaczowi udało się nawet wyłączyć kocioł ze wspólnego przewodu parowego i w ten sposób uniknięto przerwy w ruchu fabryki. Śruby sztyftowe w kołnierzu kolana zostały zerwane przy końcach gwintów, wkręconych w nasadę kołpaka. Nie można było stwierdzić przewężenia bolców śrub, a zerwane powierzchnie miały wygląd gwałtownych pęknięć dynamicznych. Ponieważ wypadek miał miejsce w chwili otwierania zaworu bezpieczeństwa, należy przyjąć, że 4 śruby sztyftowe były silnie naciągnięte i posiadały znaczne naprężenia wstępne. Dodatkowe obciążenie (ciężar kolana, zaworu bezpieczeństwa z obciążnikiem i rury odprowadzającej) zwiększyły naprężenia aż do wartości wytrzymałości materjału śrub, a wahań ciśnienia przy przepływie pary z zaworu, wystarczyło do zerwania śrub.

Prosty sposób umocowania przewodu odprowadzającego parę, podany na rys. 4 unika dodatkowego obciążenia osłony zaworu bezpieczeństwa i pozwala na łatwy dostęp do zaworu. Przewód odprowadzający parę jest przymocowany na stałe do dachu kotłowni i kończy się w odległości ok. 1 *m* powyżej zaworu bezpieczeństwa. Do zaworu przyśrubowana jest pokrywa, która obejmuje przewód odprowadzający. Przez podniesienie pokrywy i zawieszenie jej na hakach przyszwejsowanych do przewodu odprowadzającego, uzyskuje się łatwy dostęp do zaworu bezpieczeństwa.

ROZPORZĄDZENIA WŁADZ.

Rozporządzenie Ministra Przemysłu i Handlu z dn, 31 grudnia 1934 r. wydane w porozumieniu z Ministrem Skarbu o wysokości opłat za dozór kotłów parowych, należących do właścicieli prywatnych, zlecony przez władze państwowe Stowarzyszeniom Dozoru Kotłów.

(*Dziennik Ustaw R. P. Nr. 1 z dn. 12 stycznia 1935 r. poz. 4)*:

Na podstawie art. 4 ustawy z dnia 31 maja 1921 r. o nadzorze nad kotłami parowemi (*Dz. U. R. P. Nr. 50, poz. 303*) zarządzam co następuje:

§ 1. Opłaty roczne za dozór kotłów, należących do właścicieli prywatnych oraz dzierżawionych od władz państwowych przez osoby prywatne, w przypadku gdy właściciel lub dzierżawca nie są członkami Stowarzyszenia Dozoru Kotłów, a Stowarzyszenie wykonywa dozór na zlecenie władz państwowych, ustala się w następującej wysokości od każdego kotła:

na terenie działalności Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie:

za kocioł o powierzchni ogrzewalnej:

do	2 m^2		Zł.	40.—
ponad	2 „	do 20 m^2	„	60.—
„	20 „	„ 50 „	„	80.—
„	50 „	„ 100 „	„	105.—
„	100 „	„ 200 „	„	145.—
„	200 „	„ 300 „	„	190.—
„	300 „	„ 400 „	„	235.—
„	400 „	„ 500 „	„	280.—
„	500 „	„ 600 „	„	320.—
„	600 „		„	360.—

§ 2. Rozporządzenie niniejsze wchodzi w życie z dniem ogłoszenia z mocą obowiązującą od dnia 1 stycznia 1935 r. Jednocześnie traci moc rozporządzenie z dnia 15 grudnia 1927 r. (*Dz. U. R. P. Nr. 117, poz. 1006*) oraz z dnia 30 listopada 1933 r. (*Dz. U. R. P Nr. 98. poz. 759*).

Minister Przemysłu i Handlu:
(—) *H. Floyar-Rajchman*